

Berechnung eines Stirlingmotors mit dem richtigen Kolbenverhältnis für Biomasse-Feuerungen

Ziele:

Möglichst kompakter Motor

Holzhackschnitzel- oder Pellets-Befuerungung

Kraft-Wärme-Kopplung

Die Kompaktheit eines Heißgasmotors entscheidet sich an zwei Dingen:

Erstens an der Aufladung, je höher der Mitteldruck gewählt wird, umso niedriger ist das Leistungsgewicht (Gewicht durch Leistung) bzw. das Leistungsvolumen (Gewicht durch das umbaute Volumen). Um dem Ziel gerecht zu werden, entscheiden wir uns für die Aufladung mit Helium und visieren einen Druck von 30 bar an.

Zweitens kann ein Motor, der nur ein wenig über seiner Anwurf-Temperatur, und damit noch fast im Leerlauf läuft, kaum als kompakt bezeichnet werden. Die Betriebstemperatur sollte also erheblich höher liegen als die Anwurf-Temperatur. Dieser Temperatur-Aufschlag-Faktor sollte nach meiner Erfahrung zwischen 1,3 und 1,35 liegen. Wir werden weiter unten mit einem Faktor von 1,333 bzw. dem reziproken Faktor 0,75 rechnen.

Die Temperatur im Heißteil entscheidet sich übrigens an der Heizungsart. Wir unterscheiden hier im Wesentlichen drei verschiedene Level:

1. Stark konzentrierte Flammen und typische Heißteil-Temperaturen von über 700°C bei Erdgas, Benzin oder Dieselöl oxidiert mit reinem Sauerstoff. Keine Stickstoff- und Argonanteile im Brenngas. Solche Flammen werden in schwedischen U-Booten erfolgreich angewendet.
2. Konzentrierte Flammen und typische Heißteil-Temperaturen von um die 650°C bei fossilen Brennstoffen, die mit Luft oxidiert werden. In der Luft befindet sich ein Stickstoff-Anteil von 78% und ein Argon-Anteil von 1%. Diese Gase sind für die Flamme nicht brauchbar. Lediglich der Sauerstoff-Anteil von 21% trägt zur Verbrennung bei.
3. Schwach konzentrierte Flamme und Heißteil-Temperaturen von typisch 530°C bei regenerativen Feuergasen. Darunter fallen Befuerungen mit Holzpellets, Holz-Hackschnitzel bzw. deren vergaste Varianten, Befuerungen mit Biogas, Deponiegas und Klärgas. Alle diese Brenngase besitzen nur wenig reaktive Gase wie Methan und Sauerstoff, da zu den nicht brauchbaren Gasen der Luft (Stickstoff und Argon) nun noch ein hoher Anteil von Kohlendioxyd und Wasserdampf dazukommen. Man nennt solche Gase auch Schwachgase.

Von unserer Zielvorgabe her müssen wir leider vom letzten Level ausgehen, mit Heißteil-Temperaturen von 530°C (bei vollem Arbeitsgas-Druck).

Außerdem haben wir eine Kraft-Wärme-Kopplung im Auge. Das bedeutet, dass wir z.B. mit 45°C Wassertemperatur in den Kühler gehen, mit 55°C herauskommen und damit eine typische Arbeitsgas-Temperatur von um die 80°C im Kaltteil des Motors erreichen.

Damit steht das Temperaturverhältnis unseres Biomotors im Betrieb fest. Da bei Temperaturverhältnissen immer vom absoluten Nullpunkt (-273°C) ausgegangen wird, rechnen wir die beiden Temperaturen in die Kelvin-Skala um: 530°C entsprechen 803 K und 80°C entsprechen 353 K. 803 K durch 353 K ergibt ein Temperaturverhältnis von 2,3.

Nun benutzen wir wie oben angedeutet den reziproken Faktor des Temperatur-Aufschlages gegenüber dem Leerlauf. Wir multiplizieren das Temperaturverhältnis des Betriebes mit 0,75 und erhalten das Temperaturverhältnis des Leerlaufes: 2,3 mal 0,75 gleich 1,72. Dies ist nun das Temperaturverhältnis, bei der unser Motor angeworfen werden kann oder bei der er am Ende einer Laufzeit austrudelt. Es ist das Temperaturverhältnis, bei dem die Kompression des Motors gerade so überwunden wird.

Mit diesem Temperaturverhältnis können wir nun das Kolbenverhältnis bestimmen. Um es schon einmal vorwegzunehmen, muss von den 1,72 genau 1 subtrahiert werden. Heraus kommt also ein Kolbenverhältnis von 0,72.

Im folgenden wollen wir uns nun mit der Herleitung dieses Sachverhaltes der Subtrahierung um 1 beschäftigen – allerdings nicht wie wir das sonst gewohnt sind – durch eine mathematische (in diesem Fall thermodynamische) Herleitung. Eine solche Herleitung wäre absolut wünschenswert und vielleicht gelingt durch eine Diplomarbeit oder andere adäquate Studien einmal solch ein Nachweis. So lange, wie dies nicht der Fall ist, wollen wir die Herleitung empirisch bewältigen. Wir brauchen dazu nur bei verschiedenen existierenden Stirlingmotoren die Kolbenverhältnisse mit ihren bekannten bzw. gemessenen Leerlauf-Temperaturverhältnissen zu vergleichen.

Fangen wir mit Niedrig-Temperatur-Stirlingmotoren an.

Ein Modell, das bereits mit Handwärme im Leerlauf läuft, besitzt ein Arbeitskolben-Hubvolumen, das 25 mal kleiner ist als sein Verdrängerkolben-Hubvolumen. Um das Kolbenverhältnis zu bekommen, muss das Arbeitskolben-Hubvolumen durch das Verdränger-Hubvolumen geteilt werden. 1 durch 25 gleich 0,04. Die Körpertemperatur eines Menschen beträgt 36°C, an der Hand 32°C (309 K). Auf der kalten Seite setzen wir eine Raumtemperatur von 20°C voraus (293 K). Das Leerlauf-Temperaturverhältnis ergibt sich aus 309 K durch 293 K gleich 1,05. Zieht man von 1,05 1 ab, so ergibt dies fast das Kolbenverhältnis des Modells (geringfügig darüber deshalb, weil sich das Modell ja noch drehen muss).



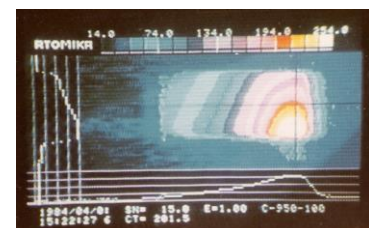
Bei dem Solarmotor Sunwell, den ich 1997 testen konnte, betrug das Hubvolumen des Arbeitskolbens nur ein Zehntel des Hubvolumen des Verdrängerkolbens (Kolbenverhältnis 0,1). Der Motor war bei 50°C anzuwerfen, wenn er mit 20°C kaltem Wasser gekühlt wurde. 50°C entspricht 323 K. 20°C entspricht 293 K. 323 K durch 293 K gleich 1,1. Auch hier ist das Temperaturverhältnis um 1 größer als das Kolbenverhältnis.

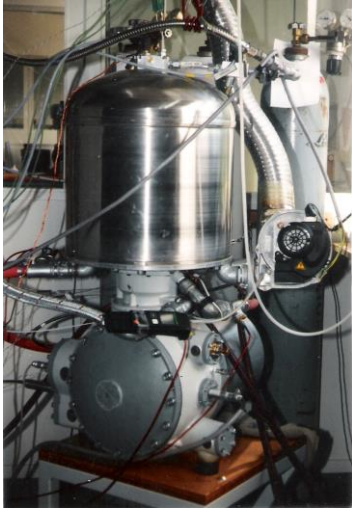


Kommen wir zu dem Glas-Stirling-Modell, das ich in den 80-iger Jahren entwickelt habe. Dieser Motor besitzt ein Kolbenverhältnis von 0,64.

Durch Infrarot-Bilder konnten wir die Temperaturen im heißen Teil ermitteln. Er benötigte zum Anwerfen ungefähr 220°C (493 K). Auf der kalten Seite nehmen wir wieder 20°C an (293 K). Sein Anwurf-Temperaturverhältnis berechnet sich

also folgendermaßen: 493 K durch 298 K gleich 1,65. Diese Zahl um 1 reduziert ergibt 0,65 - wieder beinahe das Kolbenverhältnis des Motors.





Als letztes soll hier ein mit Helium aufgeladener Stirlingmotor genannt werden, damit klar wird, dass auch bei diesen Maschinen die oben genannte Regel gilt. Dieser 2 kW starke Motor LG1-100, den ich von 1998 bis 2004 entwickelt habe, war ein Beta-Typ mit gleichem Hub und Durchmesser beim Verdränger- und Arbeitskolben. Das Kolbenverhältnis betrug also 1.

Ab 320°C ging er vom Schlepp-Modus in den Generator-Modus über und zu diesem Zeitpunkt betrug der kalte Teil bereits 25°C. Das Temperaturverhältnis berechnet sich aus 593 K durch 303 K gleich 1,99. Diese Zahl um 1 reduziert ergibt 0,99 - wieder beinahe das Kolbenverhältnis des Motors.

Sicher trifft diese Regel nicht immer derart genau zu. Sie kann bis zu 10 Prozent abweichen. Aber das liegt dann meistens an Schwergängigkeiten im Getriebe, Undichtigkeiten oder an Temperaturfühlern, die nicht richtig platziert sind.

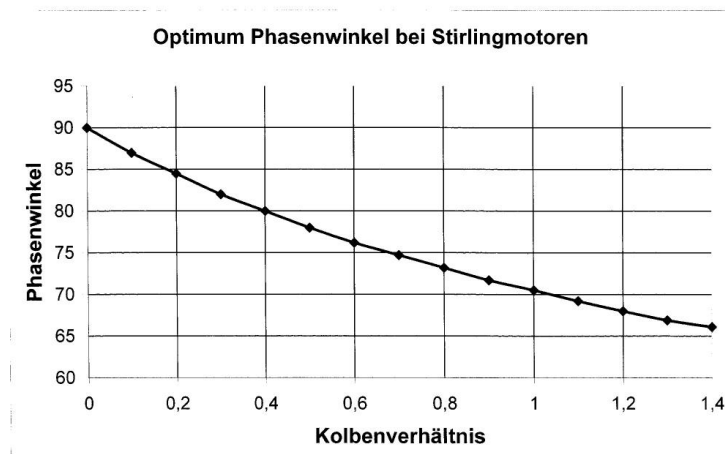
Kommen wir zurück zu unserer anfänglichen Berechnung des Biomotors.

Wir hatten festgestellt: Für die Feuerung mit Hackschnitzel oder Holzpellets benötigen wir ein Kolbenverhältnis von 0,72 !

Ein Kolbenverhältnis von 0,72 bedeutet, dass der Verdränger z.B. einen Durchmesser von 100mm und der Arbeitskolben einen Durchmesser von 85mm hat, wenn die beiden Hübe gleich sind. Denn die Gleichung lautet:

Das Kolbenverhältnis des Stirlingmotors ist gleich dem Hubvolumen des Arbeitskolbens dividiert durch das Hubvolumen des Verdrängerkolbens

Unsere Berechnung dieses Stirlingmotors wird schließlich noch abgerundet durch die



Ermittlung des optimalen Phasenwinkels. Ausgehend von einem Kolbenverhältnis von 0,72 ermitteln wir anhand der Tabelle links (auch im Beitrag „Definition Stirlingmotor / Ridermotor“) einen Phasenwinkel von ca.74°. Um höhere Lebensdauer zu bekommen können wir aber auch weniger Phasenwinkel vorsehen, vor allem auch deshalb, weil wir Helium benutzen wollen. Bei diesem flüchtigen Gas haben wir immer eine hohe Leckrate am Kolbenring. 72° bis 68° sind hier angebracht.

Die einzige leistungsunabhängige Frage ist noch die nach dem Verhältnis von Hub und Durchmesser. Nun, die meisten Stirlingmotoren sind Kurzhuber mit einem Hub von ca. halbem Durchmesser, aber es gibt auch Konstruktionen mit bis zu 0,8 mal dem Durchmesser als Hub. Diese Motoren können nicht ganz so schnell durchgehen, da sie bei Überdrehzahl große Strömungswiderstände entwickeln.

Schließlich kommt noch die gewünschte Leistung ins Spiel. Die Leistung hängt vor allem vom Bauvolumen des Motors ab. Dazu mehr im Beitrag „Stirlingpower“ auf dieser Internetseite.

Nachdem auch die Leistungsberechnung durchgeführt wurde, liegen nun alle Größen für die Konstruktion unseres Biomasse-Stirlingmotors fest.

Berechnung eines Ridermotors mit dem richtigen Kolbenverhältnis für Biomasse-Feuerungen

Bisher ging es um Beta- und Gamma-Typen, also um echten Stirlingmotoren. Bis zu einer Leistung von 100 kW sind Stirlingmotoren mit Biogas-Feuerung unschlagbar im Vorteil. Trotzdem soll im folgenden der Ridermotor (Alpha-Typ) als Biomassemotor diskutiert werden.

Natürlich benötigen wir beim Ridermotor (Alpha-Typ) ebenfalls ein Kolbenverhältnis von 0,72, wenn wir ihn mit Biomasse befeuern wollen. Dieses Kolbenverhältnis wird allerdings ganz anders berechnet. Obwohl es keinen Verdränger gibt und eine doppelte Anzahl von Arbeitskolben, können wir ein Kolbenverhältnis bestimmen. Wir müssen dazu generalisieren:

Das Hubvolumen des Arbeitskolbens beim Stirlingmotor wird ersetzt durch das Differenzvolumen im Arbeitsraum (maximales Arbeitsvolumen minus minimales Arbeitsvolumen) des Ridermotors.



Das Verdränger-Hubvolumen eines Stirlingmotors kann auch als das Gasvolumen angesehen werden, das die mittlere Ebene des Regenerators durchstreicht. Da es beim Ridermotor ebenfalls dieses Swept-Volumen gibt, kommt es bei der Rechnung in den Nenner.

Damit bekommen wir folgende neue Gleichung für das Kolbenverhältnis heraus:

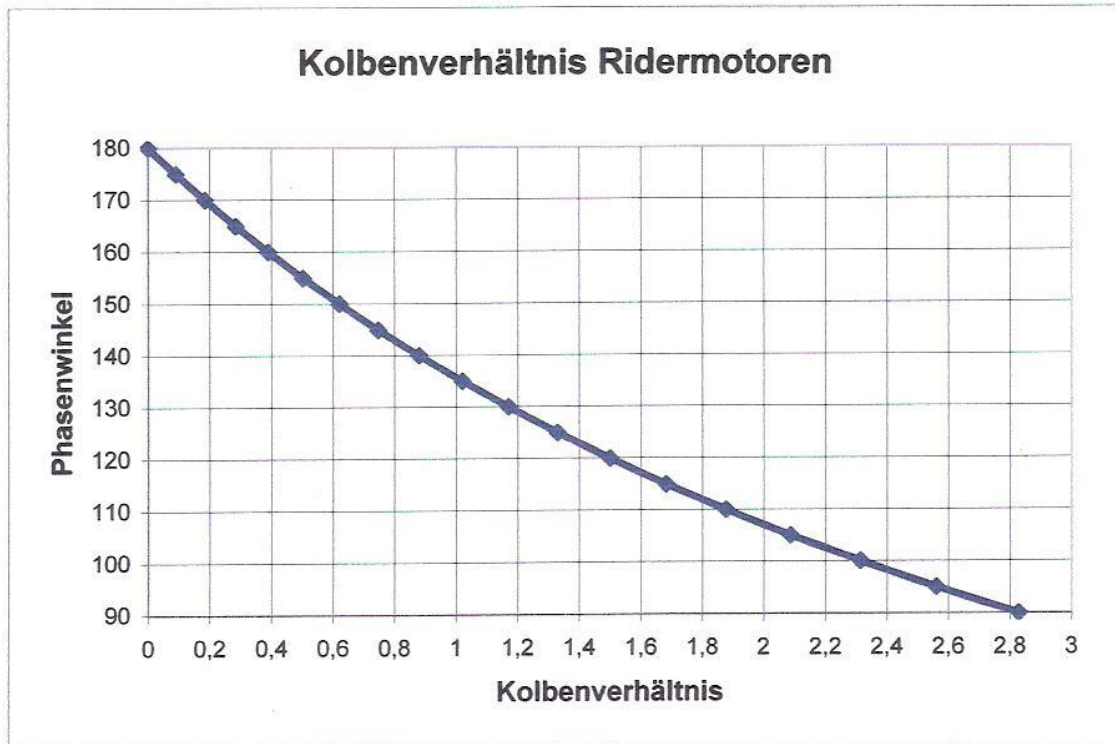
Das Kolbenverhältnis bei Ridermotoren ist gleich dem Differenzvolumen im Arbeitsraum dividiert durch das Swept-Volumen in Regenerator

Im Zähler benötigen wir ausgehend von der oberen Skizze die Beziehung $2x\cos(\alpha/2)$. Das Swept-Volumen ist beim Ridermotor klein und geht linear mit $\alpha/180$ in die Rechnung ein.

Die Formel lautet:

$$KV = \frac{2 \times \cos(\alpha / 2)}{\alpha / 180}$$

Diese Formel als Diagramm zeigt die entsprechende Kurve:



Es fragt sich allerdings, ob diese theoretische Formel in der Praxis wirklich zur Berechnung von Anwurftemperaturen herangezogen werden kann. Demnach müssten nämlich bei einem 90°-Ridermotor die Anwurftemperaturen weit über 750°C liegen. Die wenigen Motoren, die ich kenne, konnten aber schon mit 650°C angeworfen werden. Woran dies liegt, muss noch näher ergründet werden. Möglicherweise kann beim Ridermotor die Formel $KV=TV-1$ (siehe oben) nicht angewandt werden.

Wie dem auch sei, für Biomasse-Feuerungen mit ihrem hohen CO²-Anteil sind beide Temperaturen (weit über 750°C und 650°C) viel zu hoch. Und dies sind ja lediglich die Anwurf-Temperaturen. Was wir aber für einen konstanten Lauf benötigen ist das 1,33-fache (in Kelvin) der Anwurf-Temperaturen. (Deshalb sind Alpha-Typen mit 90° Phasenwinkel für Biomasse-Anwendungen von vorne herein zum Scheitern verurteilt, wie die Insolvenzen der letzten Jahre deutlich zeigen).

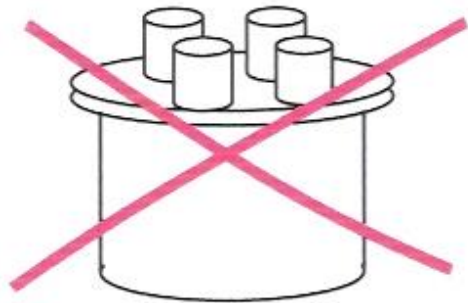
Doch wenden wir uns wieder dem Biomassemotor mit einem benötigten KV von 0,72 zu. Was für den Alpha-Typ mit 90° Phasenwinkel gilt, muss natürlich auch für einen Alpha-Typ mit größerem Phasenwinkel gelten. Auch hier sackt die Anwurf-Temperatur um 100K ab. Ausgehend von diesen Erfahrungen können wir für unseren Biomassemotor, dessen KV von 0,72 eigentlich 145° Phasenwinkel forderte, folgenden Phasenwinkel wählen:

Für einen kleinen Biomassemotor in Rider-Bauweise brauchen wir einen V-Motor mit 140° Phasenwinkel.

Dieser Biomasse-Ridermotor hätte allerdings wie oben bereits erwähnt, gegen den Stirlingmotor keine Chancen. Das liegt an den Kolbenring-Reibungen, die doppelt vorliegen und der doppelten Längswärmeleitung einmal am Zylinder und andererseits am Regenerator-Gehäuse. Möchte man diese Nachteile wettmachen, kann man nur mit dem doppelwirkenden Siemensmotor kontern. Deshalb schauen wir uns im Folgenden diesen Motor an.

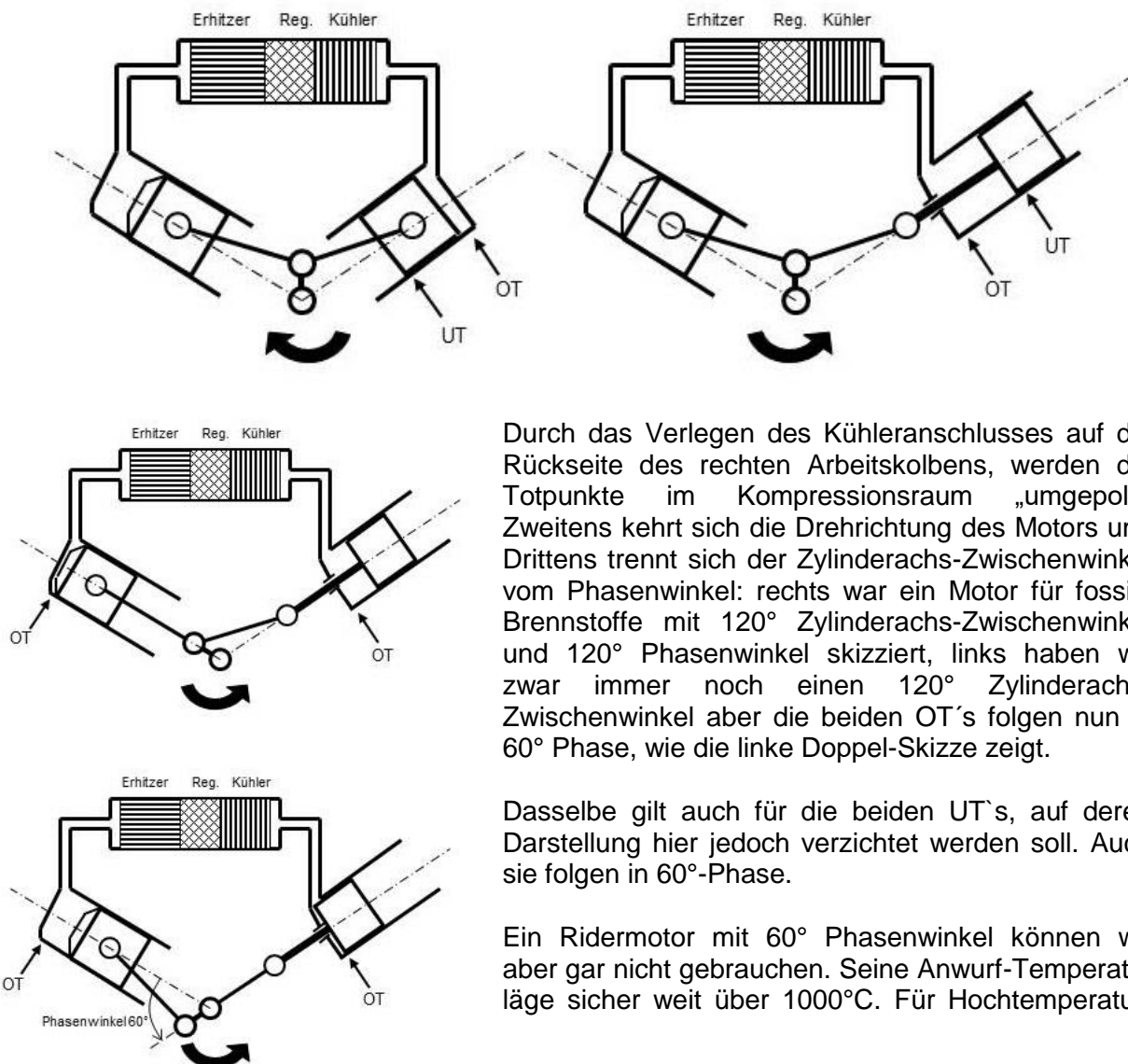
Das Kolbenverhältnis beim Siemensmotor

Einer der beliebtesten Heißgasmotoren ist der 4-Zylinder 90°-Siemensmotor. Ein solcher Motor wurde zwar oft gebaut, ist aber als Biomassemotor aus den oben genannten Gründen völlig untauglich. Schon ein Blick auf das Diagramm zeigt, dass er mit 90° Phasenwinkel ein Kolbenverhältnis von 2,8 aufweist und damit benötigt er sehr hohe Temperaturen am heißen Teil, die die Schwachgase von regenerativen flammen nicht leisten können.



Aber wie sieht es mit andern Zylinder-Anzahlen aus? MAN hat in den 70-er Jahren einen 6-Zylinder-Siemensmotor gebaut, der mehr als 250kW geleistet hat. Welche Zylinder-Anzahl wäre für die Biomasse-Verbrennung geeignet? Bei welcher Zylinder-Anzahl wird ein Kolbenverhältnis von 0,72 und ein Phasenwinkel von 140° erreicht?

Um diesen zwei Fragen nachzugehen, müssen wir uns den Übergang vom Ridermotor zum Siemensmotor genauer anschauen.

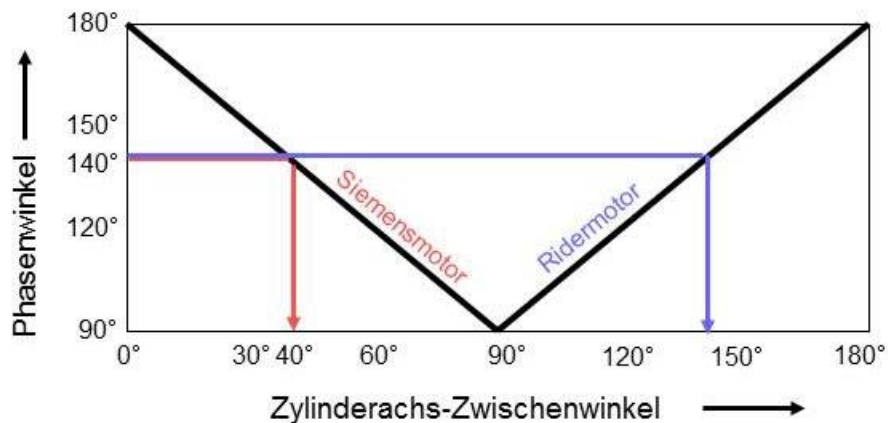


Durch das Verlegen des Kühleranschlusses auf die Rückseite des rechten Arbeitskolbens, werden die Totpunkte im Kompressionsraum „umgepolt“. Zweitens kehrt sich die Drehrichtung des Motors um. Drittens trennt sich der Zylinderachs-Zwischenwinkel vom Phasenwinkel: rechts war ein Motor für fossile Brennstoffe mit 120° Zylinderachs-Zwischenwinkel und 120° Phasenwinkel skizziert, links haben wir zwar immer noch einen 120° Zylinderachs-Zwischenwinkel aber die beiden OT's folgen nun in 60° Phase, wie die linke Doppel-Skizze zeigt.

Dasselbe gilt auch für die beiden UT's, auf deren Darstellung hier jedoch verzichtet werden soll. Auch sie folgen in 60°-Phase.

Ein Ridermotor mit 60° Phasenwinkel können wir aber gar nicht gebrauchen. Seine Anwurf-Temperatur läge sicher weit über 1000°C. Für Hochtemperatur-

Anwendungen mit fossilen Brennstoffen könnten wir aber 120° Phasenwinkel gebrauchen. Tatsächlich müssen wir dazu jetzt den Zylinderachs-Zwischenwinkel auf 60° setzen, für 130° Phasenwinkel dann spiegelbildlich 50° Zylinderachs-Zwischenwinkel und für unseren Biomotor mit 140° Phasenwinkel schließlich 40° Zylinderachs-Zwischenwinkel. Das Diagramm unten veranschaulicht die symmetrische Situation.



Kommen wir zum spannenden Resultat:

360° (ein Kreis von Zylindern im Siemensmotor) dividiert durch 40° Zylinderachs-Zwischenwinkel ergibt 9 (in Worten : neun) Zylinder !!!

Motoren mit derart vielen Zylindern sind wahrscheinlich erst ab 100kW wirtschaftlich. Aber ein solcher Siemensmotor würde mit 250°C angeworfen werden können und ab 530°C seine volle Wirtschaftlichkeit erzielen.

Sicher fragt es sich, wie ein solcher am Schreibtisch konzipierte Motor mit 9 Zylindern verwirklicht werden kann, die Getriebemechanik, die Auswuchtung usw. usw.

Einfacher wäre hier ein 8-Zylindermotor, der immerhin noch bei 280°C anzuwerfen wäre. Man könnte hier auch zwei nebeneinander laufende 4-Zylinder-Siemensmotoren wie es beim dänischen Motor SM 38 verwirklicht wurde benutzen, beide Systeme in sich auswuchten, die Kurbelwelle zwischen den beiden Systemen um 45° verdrehen und dann jeden Zylinder des einen Systems mit einem entsprechenden Zylinder des anderen Systems gashydraulisch verbinden, so dass immer Phasenwinkel von 135° herauskommen. Ein solcher Motor würde möglicherweise weit mehr Leistung besitzen, wie die 70 kW des SM 38 heute und dabei ruhig und stabil laufen, auch wenn mal kurz Hackschnitzel mit höherem Wassergehalt in die Verbrennung geraten.

Diesen Motor halte ich für den Hackschnitzelmotor der Zukunft ! – jedenfalls was die Heißgasmotoren über 100 kW angeht. Bei der Leistungsklasse unter 100 kW halte ich nicht irgendeinen Rider- oder Siemensmotor, sondern den Stirlingmotor mit einem KV von $0,72$ und einem Phasenwinkel um die 70° zielführend.